

19 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

12 Offenlegungsschrift  
10 DE 196 15 917 A 1

51 Int. Cl. 6:  
F02 M 35/12

21 Aktenzeichen: 196 15 917.2  
22 Anmeldetag: 22. 4. 96  
43 Offenlegungstag: 30. 10. 97

DE 196 15 917 A 1

71 Anmelder:

Woco Franz-Josef Wolf & Co, 63628 Bad  
Soden-Salmünster, DE

74 Vertreter:

Jaeger, Böck & Köster, Patentanwälte, 82131  
Gauting

72 Erfinder:

Wolf, Franz Josef, 63628 Bad Soden-Salmünster,  
DE; Gärtner, Udo, 36396 Steinau, DE; Wolf, Anton,  
63571 Gelnhausen, DE; Schrieber, Nicole, 36396  
Steinau, DE

56 Entgegenhaltungen:

DE	35 31 353 C2
DE-PS	7 43 418
DE-PS	5 80 923
DE	41 43 408 B1
DE	32 34 634 A1
US	43 50 223
EP	02 42 797 B1
WO	92 14 922 A1

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Ansaugschalldämpfer und Kraftfahrzeug

57 Gegenstand der Erfindung ist ein Ansaugschalldämpfer, der als Breitband-Luftschallabsorber für die Ansauggeräusche ausgebildet ist, die der von Brennkraftmaschinen angesaugten Verbrennungsluft aufgeprägt sind. Zum Erzielen des Breitbandeffektes ist in einer das Ansaugrohr umgebenden Resonator durch Trennwände, die quer zum Ansaugrohr ausgebildet sind, eine axiale Folge von Resonatorkammern mit jeweils voneinander verschiedenen Volumen ausgebildet. Jede einzelne dieser Resonatorkammern steht über Wandöffnungen, die in der Wand des Ansaugrohrs ausgebildet sind, mit der im Ansaugrohr geführten Ansaugluft in Verbindung. Durch Abstimmung der Öffnungsfläche der Öffnungen der Wandstärke des Ansaugrohrs im Öffnungsbereich und das Volumen der Resonatorkammern läßt sich eine durchgehende Breitbanddämpfung auch über einen großen Frequenzbereich, hier praktisch interessierend im Bereich von 1-10 kHz, einstellen. Der Ansaugschalldämpfer wird bei Kraftfahrzeugen mit einer Brennkraftmaschine, einem Auflader und einem Ladeluftkühler vorteilhaft unmittelbar hinter dem oder an dem oder integriert in den Druckstutzen des Laders, in jedem Fall mit Abstand vor dem Ladeluftkühler, angeordnet.

DE 196 15 917 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

BUNDESDRUCKEREI 09. 97 702 044/20

7/22

Die Erfindung betrifft einen Ansaugschalldämpfer für eine Brennkraftmaschine der im Ob rbe griff des Patentanspruchs 1 genannten Art sowie ein Kraftfahrzeug mit Brennkraftmaschine und Auflader mit einem Ansaugschalldämpfer.

Ein Ansaugschalldämpfer der vorstehend genannten Art ist aus der Druckschrift US 4 350 223 A bekannt. Dieser Ansaugschalldämpfer ist in eine flexible, aus einem Wellschlauch bestehende Leitung eingesetzt, die eine die Umgebungsluft ansaugende Öffnung in der Karosserie des Kraftfahrzeugs mit dem Ansaugstutzen des Luftfilters verbindet. Dieser Ansaugschalldämpfer dämpft die im Einsaugbereich entstehenden Luftgeräusche innerhalb eines schmalen Frequenzbandes, das sich zu beiden Seiten der Resonanzfrequenz des Resonators ausdehnt.

Einen in gleicher Weise aufgebauten Resonator sieht die technische Lehre der deutschen Offenlegungsschrift DE 32 34 634 A1 vor, der unmittelbar im Ansaugstutzen des Filters integriert ist. Zwei Reihen von Öffnungen verbinden den als Ansaugrohr des Ansaugschalldämpfers dienenden Ansaugstutzen des Filters mit dem Innenraum des umgebenden Resonators. Dabei sind diese beiden Reihen von Öffnungen so angeordnet, daß sie, bezogen auf die spezifische Eigenresonanzfrequenz des Ansaugstutzens eine  $1/2$ - und  $1/4$ -Dämpfung bewirken. Dadurch wird die Effektivität des Dämpfers verbessert, nicht aber seine effektive Frequenzbreite.

Ein mit Dämmmaterial "gestopfter" Ansaugschalldämpfer vergleichbarer Bauart integriert in den Ansaugstutzen eines Ladeluftkühlers ist aus der deutschen Patentschrift DE 35 31 353 C2 für eine Brennkraftmaschine mit Auflader bekannt.

Die Ansaugschalldämpfer des vorstehend beispielhaft dargestellten Standes der Technik zeigen insgesamt den Nachteil, nur innerhalb eines vergleichsweise schmalen Frequenzbandes brauchbar zu dämpfen.

Aus der internationalen Patentanmeldung WO 92/14922 A1 ist bekannt, einen breitbandig wirkenden Ansaugschalldämpfer durch Parallelschalten unterschiedlich langer gedeckter Seitenrohrresonatoren herzustellen. Obwohl diese Resonatoren zum Teil durch eine labyrinthartige Bauweise raumsparend ausgelegt sind, bleibt dieser Ansaugschalldämpfer doch noch immer so raumgreifend, daß er im Kraftfahrzeugbau praktisch nicht verwendbar ist.

Um für Ansaugschalldämpfer einerseits eine effektive Breitbandigkeit herzustellen, andererseits aber eine ausladende Bauweise zu vermeiden, sind aus der europäischen Patentschrift EP 242 797 B1 für Diffusoren und aus der deutschen Offenlegungsschrift DE 41 43 408 A1 für einen Seitenzweigresonator durch Klappen und Ventile abstimmbare Dämpfersysteme bekannt, die nach Maßgabe der Motordrehzahl stellbar sind.

Der Nachteil dieser Systeme besteht darin, daß trotz dem Erfordernis einer mehr oder minder aufwendigen Regelvorrichtung noch immer erheblich mehr Einbauraum benötigt wird als für die eingangs beschriebenen schmalbandigen Durchflußresonatoren.

Diesem Stand der Ansaugschalldämpfung steht der zunehmende Druck des wachsenden öffentlichen Umweltbewußtseins gegenüber, das Kraftfahrzeuge mit einem deutlich geringeren Kraftstoffverbrauch fordert.

Zur V rwirklichung dieses Ziels sind Auflader, und zwar hochwirksame Auflader, in Zukunft unvermeidbar. Die derzeit zu diesem Zweck eingesetzten Turbola-

der arbeiten zu diesem Zweck mit Rotor-Drehzahlen bis nahezu  $200\,000\text{ min}^{-1}$ . Es ist verständlich, daß Turbolader mit einem d art hohen Anforderungsprofil nur mit Fertigungstoleranzkompromissen praxisnah wirtschaftlich bleiben können. Hierauf ist die starke akustische Abstrahlung solcher Turbolader, nämlich das typische "Turboladerpfeifen" im Frequenzbereich von rund 2–4 kHz, zurückzuführen. Dabei entstehen durch die Ladevorgänge selbst in der Ansaugleitung noch einmal im Frequenzband von 4–6 kHz liegende deutlich abstrahlende breitbandige Geräusche, die als "Fauchen" bezeichnet werden.

Dies bedeutet daß umweltfreundlichere Kraftfahrzeuge in absehbarer Weise nicht ohne Breitband-Luftschallabsorber auskommen werden, die insbesondere zur Ansaugschalldämpfung in Kraftfahrzeugen mit Brennkraftmaschinen, die von einem Auflader aufgeladen werden, ein Frequenzband im Bereich von 2–6 kHz wirksam zu dämpfen vermögen.

Der Erfindung liegt dementsprechend die Aufgabe zugrunde, einen sicherlich auch anderweitig einsetzbaren Breitband-Luftschallabsorber, speziell jedoch einen Ansaugschalldämpfer für eine Brennkraftmaschine zu schaffen, der bei kleinstmöglichem und flexibel anpaßbarem Bauvolumen in flexibler Anpassung an die spezifischen Einsatzerfordernisse Luftschallgeräusche über ein breites Frequenzband gleichmäßig wirksam zu dämpfen vermag. Speziell soll ein solcher Ansaugschalldämpfer in der Lage sein, die bei Kraftfahrzeugbrennkraftmaschinen durch Turbolader erzeugten und lautstark abgestrahlten Störgeräusche im Frequenzband von rund 2–6 kHz so zu dämpfen, daß sie sowohl außerhalb des Fahrzeugs als auch im Fahrzeug selbst praktisch nicht mehr wahrnehmbar sind.

Zur Lösung dieser Aufgabe weist ein Ansaugschalldämpfer der eingangs genannten Art die im Patentanspruch 1 genannten Merkmale auf.

In einem Kraftfahrzeug mit Aufladung der Brennkraftmaschine erzielt ein Ansaugschalldämpfer dann die größte Wirkung, wenn er entsprechend der Merkmale des Anspruchs 13, insbesondere der Merkmale des Anspruchs 14, in den Ansaugkanal eingeschaltet ist.

Der Ansaugschalldämpfer gemäß der Erfindung ist dementsprechend so aufgebaut, daß die Ansaugluft den Dämpfer durchströmt, und zwar in einem Ansaugrohr, das über die gesamte axiale Länge, auf der die Dämpfung bewirkt wird, von einem einzigen, vorzugsweise zweischalige ausgebildeten Resonatorgehäuse umgeben ist. Innerhalb dieses Resonatorgehäuses ist das Ansaugrohr in an sich bekannter Weise mit Öffnungen versehen, durch die hindurch der Störschalldruck in an sich ebenfalls bekannter Weise durch Resonanz in der vom Resonatorgehäuse gebildeten Kammer absorbiert wird.

Nach der Erfindung ist nun dieser durch das Resonatorgehäuse um das gelochte Ansaugrohr herum gebildete Ringraum durch quer zum axialen Verlauf des Ansaugrohres ausgerichtete Kammerwände in eine Folge in axialer Richtung aufeinanderfolgender Resonator-kammern mit jeweils voneinander verschiedenem Volumen unterteilt. Diese Kammerwände sind zweckmäßigerweise am Resonatorgehäuse selbst angeformt und umschließen ein als Einlegeteil ausgebildetes Ansaugrohr. Alternativ kann jedoch ohne weiteres auch das Ansaugrohr fest mit den dieses umschließenden Kammerwänden ausgebildet und in dieser Form als Einlegeteil im Resonatorgehäuse eingebracht sein. Entscheidend ist lediglich, daß die in dieser Weise gebildeten Resonator-kammern hermetisch gegeneinander abge-

grenzt sind. Dabei bedeutet "hermetisch gegeneinander abgegrenzt", daß die einzelnen Kammern pneumatisch und akustisch so gegeneinander abgegrenzt sind, daß die von ihnen umschlossenen Luftvolumina in leicht ansprechbarer Weise und nach dem Einschwingen ungestört ein stabiles Resonanzschwingverhalten aufrechterhalten können. Zu beachten ist dabei, daß weder das Ansaugrohr, noch das Resonatorgehäuse eine lineare Längsachse aufzuweisen brauchen, koaxial ausgelegt zu sein brauchen oder gar rotationssymmetrisch ausgelegt sein müssen. Das Resonanzverhalten jeder einzelnen Resonatorkammer ist letztendlich nur durch das schwingfähige Luftvolumen hinsichtlich seiner Resonanzfrequenz bestimmt, und nicht dadurch, daß alle Kammerwände parallel zueinander stehen, das Ansaugrohr zentral im Resonatorgehäuse verläuft oder gar die Kammerwände parallel zueinander angeordnet sind.

Entscheidend ist weiterhin, daß der im Ansaugluftstrom auftretende Schalldruck durch die Öffnungen hindurch auf jede der im Resonatorgehäuse ausgebildeten Kammern einwirken kann, und zwar auf jede dieser Kammern separat, ohne daß eine der Kammern durch eine der Öffnungen im Ansaugrohr über die Kammertrennwände hinweg zur Nachbarkammer überbrückt wird.

Aufgrund dieser Gegebenheiten läßt sich der Ansaugschalldämpfer der Erfindung bei kleinstmöglicher Baugröße praktisch jedem verfügbaren Einbauraum anpassen.

Für jede der einzelnen Resonatorkammern läßt sich das dieser zugeordnete dämpfende Resonanzband primär durch die Bemessung des Kammervolumens und durch die Wandstärke der Ansaugrohrwand im Bereich der der jeweiligen Kammer zugeordneten Öffnungen abstimmen.

Für die dabei pro Kammer einstellbare Bandbreite gilt grundsätzlich, daß das wirksame Frequenzband umso breiter wird, je kleiner die Öffnungsfläche wird. Mit kleiner werdender Öffnungsfläche nimmt jedoch auch der Betrag der Dämpfung ab, so daß ein Kompromiß zwischen der erforderlichen Dämpfungswirkung und der erzielbaren Breitbandigkeit der Dämpfung jeder Kammer eingestellt werden muß.

Um hierbei einen lückenlosen Breitband-Luftschallabsorber zu erhalten, wird dann die Nachbarkammer so abgestimmt, daß sich die beispielsweise obere Frequenz des Absorptionsbandes einer Kammer und die untere Frequenz des Absorptionsbandes der Nachbarkammer ausreichend breit überlappen. In diesem Zusammenhang hat es sich als vorteilhaft erwiesen, die aufeinanderfolgenden Kammern so anzulegen, daß deren Volumina von einer zu nächsten Zelle stetig abnimmt oder zunimmt. Dies soll bedeuten, daß in einer bestimmten Richtung das Resonatorkammervolumen der in axialer Folge unmittelbar aufeinanderfolgenden Kammern stetig zunimmt, und zwar durchgehend von der ersten bis zu letzten Kammer, und in umgekehrter Richtung dementsprechend stetig abnimmt. Dabei ist das Aufsteigen oder Absteigen der Kammervolumina von Kammer zu Kammer unabhängig von der Richtung, in der die Ansaugluft den Ansaugschalldämpfer durchströmt. In beiden Fällen wird die gleiche akustische Dämpfung erzielt.

Auf diese Weise lassen sich beispielsweise auf einer Länge des Resonatorgehäuses von nicht einmal 30 cm und einer Folge von 5 bis 10 Kammern Ansaugschalldämpfer abstimmen, die praktisch lückenlos ein Dämpfungsfrequenzband im Bereich von 1—10 kHz erfassen.

Das Ansaugrohr und der Resonator des Ansaug-

schalldämpfers der Erfindung können prinzipiell aus beliebigen Werkstoffen hergestellt werden. Dabei können im Gegensatz zu den bekannten einkammrigen Schmalband-Ansaugschalldämpfern beim Ansaugschalldämpfer der Erfindung die Ansaugleitung und das Resonatorgehäuse auch aus dem gleichen Werkstoff gefertigt werden, da die Resonatorgehäuseschale praktisch keine Abstrahlung aufweist. Auch brauchen keine zusätzlichen Dämpfungswerkstoffe verwendet zu werden, um ein Abstrahlen der Geräusche aus dem Resonatorgehäuse zu unterbinden.

Vorzugsweise wird der Ansaugschalldämpfer der Erfindung aus wärmebeständigem, vorzugsweise faserverstärktem Kunststoff, aus Hartgummi oder auch aus porösen Sinterwerkstoffen oder porösen Werkstoffen, vor allem aus Aluminium, hergestellt.

Für die Ankopplung des in jeder einzelnen Resonatorkammer verfügbaren Luftvolumens an den Schalldruck in der Ansaugleitung und für die sich in der jeweiligen Resonatorkammer einstellende dämpfende Eigenfrequenz und der Breite ihres wirksamen Frequenzbandes sind, wie dargestellt, lediglich die Fläche der einzelnen Öffnung, die Anzahl der Öffnungen je Kammer und die Wandstärke des Ansaugrohres bestimmend. Die geometrische Form der einzelnen Öffnung dagegen ist grundsätzlich ohne, zumindest ohne nennenswerten Einfluß auf die Kenndaten des Ansaugschalldämpfers der Erfindung. So können die einzelnen Resonatorkammern mit dem Inneren des Ansaugrohres verbindenden Öffnungen sowohl rund, d. h. genau genommen zylindrisch, sein, als auch oval, eiförmig, schlitzförmig als auch vieleckig ausgebildet sein. Vorzugsweise sind jedoch sämtliche Öffnungen des Ansaugrohres mit kreisförmigem Querschnitt ausgebildet. Eine solche Ausgestaltung des Ansaugschalldämpfers erleichtert seine Abstimbarkeit.

Beim Einsatz in Kraftfahrzeugen mit Aufladern ist der in seiner Wirkung praktisch strömungsverlustfrei arbeitende Ansaugschalldämpfer vorzugsweise zwischen dem Lader und dem Ladeluftkühler unmittelbar in die Ansaugleitung eingeschaltet. Dabei ist der Ansaugschalldämpfer der Erfindung weiterhin prinzipiell so dicht wie möglich am Druckstutzen des Laders anzuschließen, insbesondere unmittelbar an diesen anzufanschen oder über eine möglichst kurze akustisch isolierende Verbindung an diesen anzuschließen, oder aber, vorzugsweise, unmittelbar in den Druckstutzen des Turboladers zu integrieren, beispielsweise in der aus der deutschen Patentschrift DE 35 31 353 C2 für den Ansaugstutzen eines Ladeluftkühlers bekannten Art und Weise.

Die Erfindung ist im folgenden anhand eines Ausführungsbeispiels in Verbindung mit der Zeichnung näher erläutert. Dabei zeigt die einzige Figur, nämlich die

Fig. 1 ein Ausführungsbeispiel der Erfindung in perspektivischer Darstellung und bei abgenommenem Dekkel des Resonatorgehäuses.

Der in Fig. 1 gezeigte Ansaugschalldämpfer 1 für eine Brennkraftmaschine besteht aus einem die Ansaugluft im Durchstrom führenden Ansaugrohr 2 und einem dieses unter Bildung eines geschlossenen Ringraumes 2 umschließenden zweischalig ausgebildeten Resonatorgehäuse 4, wobei in der Fig. 1 der besseren Übersichtlichkeit halber lediglich eine der beiden paßgenau zusammenfügbaren Gehäuseschalen gezeigt ist. Der Ansaugschalldämpfer 1 ist mit einem Einlaßstutzen 5 und einem Auslaßstutzen 6 zum Einschalten in die Ansaugleitung der Brennkraftmaschine ausgerüstet. Dabei ist

zum Zwecke der besseren Beschreibung der Erfindung vorliegend der Einlaßstutzen 5 als einteilig mit dem Ansaugrohr ausgebildet dargestellt, während der Auslaßstutzen 6 als einstückig mit der dargestellten Resonatorgehäuseschale verbunden gezeigt ist. Diese Art der Ausgestaltung der Anschlußstutzen ist prinzipiell beliebig austauschbar. Vorzugsweise sind jedoch beide Anschlußstutzen, also sowohl der Einlaßstutzen als auch der Auslaßstutzen, einstückig mit dem Resonatorgehäuse ausgebildet und zwar in vorzugsweise der Weise, daß einer der beiden Anschlußstutzen an einer der beiden Resonatorgehäuseschalen, der andere an der jeweils anderen Gehäuseschale angeformt oder anderweitig mit dieser ausgebildet sind. Dies bewirkt, daß bei einer zweischaligen Ausgestaltung des Ansaugrohres als Einlege-  
 10 teil in das Resonatorgehäuse ein vorspannend schließender und Dichtzwecken dienender Schließdruck beim Verschließen des Resonatorgehäuses durch Schweißen, Verschrauben oder anderweitig ausgeübt werden kann.

In der Rohrwand des Ansaugrohres 2 sind Öffnungen 7 ausgebildet, die das Innere des Ansaugrohres 2 mit dem Ringraum 3 des Resonatorgehäuses 4 verbinden. Jede dieser Öffnungen ist im Querschnitt kreisförmig ausgebildet, und hat bei einer Wandstärke des Ansaugrohres 2 im Öffnungsbereich von 2 mm einen Durchmesser von 3 mm.

Quer zur Längsachse des Ansaugrohres 2 sind in jeder der beiden Halbschalen des Resonatorgehäuses 4 sich beim aufsetzenden Schließen des Gehäusedeckels schließend ergänzende Kammerwände 8 ausgebildet, die bei geschlossenem Ansaugschalldämpfer die äußere Oberfläche des Ansaugrohres 2 dichtend umschließend. Auf diese Weise werden bei geschlossenem Resonatorgehäuse im Resonator in axialer Folge aufeinanderfolgend Resonatorkammern 9 gebildet, die jeweils eine von der anderen abweichende Volumina aufweisen. Dabei sind die einzelnen Kammervolumina nicht nur durch die Abstände der Kammertrennwände 8 voneinander, sondern auch durch die spezifische Gestaltung des Resonatorgehäuses 4 selbst bestimmt.

Die Öffnungen 7 sind im Ansaugrohr 2 so angeordnet, daß jede der Resonatorkammern 9 mit dem Inneren des Ansaugrohres 2 verbunden ist und zwar in der Weise, daß dabei keine der Kammerwände überbrückt, d. h. mit einer der benachbarten Kammern kurzgeschlossen wird.

Wie in der Fig. 1 schematisch dargestellt, weisen alle Öffnungen 7 des Ansaugrohres 2 die gleiche geometrische Konfiguration und die gleichen Dimensionen auf.

Im Idealfall sollten sowohl die Verteilung als auch die Anzahl der im Ansaugrohr 2 pro Kammer 9 vorgesehene Öffnungen 7 von Kammer zu Kammer identisch sein. In der in Fig. 1 schematisch dargestellten Weise wird sich dies in der Praxis jedoch nur selten verwirklichen lassen, da auf Raumgestaltungen und Baugrößen des Ansaugschalldämpfers in konstruktiver Hinsicht Rücksicht zu nehmen ist.

In der in Fig. 1 dargestellten Weise ist das Ansaugrohr innerhalb des Resonatorgehäuses 4 mit einem ovalen Querschnitt ausgebildet, wobei ein vom Einlaßstutzen 5 bis zum Auslaßstutzen 6 durchgehender rinnenartiger Bereich des Ansaugrohres 2 keine Löcher 7 aufweist. Dies dient dem Zweck, mit der Ansaugluft mitgeführte Feuchtigkeit, beispielsweise Luftfeuchtigkeit oder Ölstaub, beim Kondensieren im Ansaugrohr 2 nicht in die Resonatorkammern 9 durch die Öffnungen 7 hindurch abtropfen zu lassen, sondern dieses Kondensat ohne Austritt in das Resonatorgehäuse aus dem Auslaß-

stutzen 6 des Ansaugschalldämpfers 1 herauslaufen zu lassen (dabei ist zu beachten, daß bei der in Fig. 1 gezeigten Darstellung die räumliche Lage des Schalldämpfers 1 nicht seiner Einbaulage entspricht. Diese wird nach einer Drehung des in Fig. 1 gezeigten Ansaugschalldämpfers 1 um 90° im Uhrzeigersinn um die Längsachse des Ansaugrohres 2 herum erhalten).

#### Patentansprüche

1. Ansaugschalldämpfer für eine Brennkraftmaschine, bestehend aus einem die Ansaugluft führenden Ansaugrohr und einem dieses unter Bildung eines geschlossenen Ringraumes umschließenden Resonatorgehäuse, mit einem Einlaßstutzen und einem Auslaßstutzen sowie mit Öffnungen in der Rohrwand des Ansaugrohres, die den Innenraum des Ansaugrohres mit dem Innenraum des Resonators verbinden, gekennzeichnet durch eine oder eine axiale Folge von mehreren quer zur Längsachse des Ansaugrohres (2) ausgerichteten und dieses umschließenden Kammerwänden (8) im Resonator, die in dem Resonatorgehäuse (4) hermetisch gegeneinander abgegrenzte Resonatorkammern (9) unterschiedlichen Volumens bilden, und durch eine solche Anordnung der Öffnungen (7) in der Rohrwand des Ansaugrohres (2), daß jede der Resonatorkammern (9) mit dem Innenraum des Ansaugrohres kommuniziert und dabei keine der Kammerwände (8) überbrückt wird.
2. Ansaugschalldämpfer nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch Öffnungen (7) in der Rohrwand des Ansaugrohres (2), die alle dieselbe geometrische Form haben.
3. Ansaugschalldämpfer nach einem der Ansprüche 1 oder 2, gekennzeichnet durch Öffnungen (7) in der Rohrwand des Ansaugrohres (2), die alle eine kreiszylindrische Form haben und alle die gleichen Durchmesser aufweisen.
4. Ansaugschalldämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 3 gekennzeichnet durch eine solche Anordnung der Öffnungen (7) in der Rohrwand des Ansaugrohres, daß jede der Resonatorkammern (9) über eine gleiche Anzahl von Öffnungen mit dem Innenraum des Ansaugrohres (2) kommuniziert.
5. Ansaugschalldämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 4, gekennzeichnet durch eine solche Anordnung der Öffnungen (7) in der Rohrwand des Ansaugrohres (2), daß die jeder der Resonatorkammern (9) zugeordneten Öffnungen die gleiche geometrische Verteilung auf der Ansaugrohrwand aufweisen.
6. Ansaugschalldämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 5, gekennzeichnet durch einen ovalen oder abgeflacht ovalen Querschnitt des Ansaugrohres (2).
7. Ansaugschalldämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 6, gekennzeichnet durch einen vom Einlaßstutzen (5) bis zum Auslaßstutzen (6) durchgehend ohne Öffnungen ausgebildeten Wandsektor im Sohlenbereich des Ansaugrohres (2), bezogen auf die bestimmungsgemäße Einbaulage des Ansaugrohres (2) im Ansaugschalldämpfer (1) und des Ansaugschalldämpfers an der Brennkraftmaschine.
8. Ansaugschalldämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 7, gekennzeichnet durch eine zweischalige Ausbildung des Ansaugrohres (2) mit axialer Trennebene.

9. Ansaugchalldämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 8, gekennzeichnet durch eine zweischalige Ausbildung des Resonatorgehäuses (4) mit axialer Trennebene.

10. Ansaugchalldämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 9, gekennzeichnet durch die Ausbildung des Ansaugrohres (2) als Einlegeteil im Resonatorgehäuse (4).

11. Ansaugchalldämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 10, gekennzeichnet durch am Resonatorgehäuse angeformte Einlaßstutzen und Auslaßstutzen (6).

12. Ansaugchalldämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 11, gekennzeichnet durch eine axiale Folge von Resonatorkammern (9) mit in Strömungsrichtung stetig abnehmendem oder stetig zunehmendem Kammervolumen.

13. Kraftfahrzeug mit einer Brennkraftmaschine, einem Auflader, einem Ladeluftkühler und einem Ansaugchalldämpfer, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 12, gekennzeichnet durch einen Anschluß des Ansaugchalldämpfers (1) zwischen dem Lader und dem Ladeluftkühler.

14. Kraftfahrzeug nach Anspruch 13, gekennzeichnet durch den Anschluß des Ansaugchalldämpfers (1) unmittelbar hinter oder an dem oder integriert in den Druckstutzen des Laders.

Hierzu 1 Seite(n) Zeichnungen

30

35

40

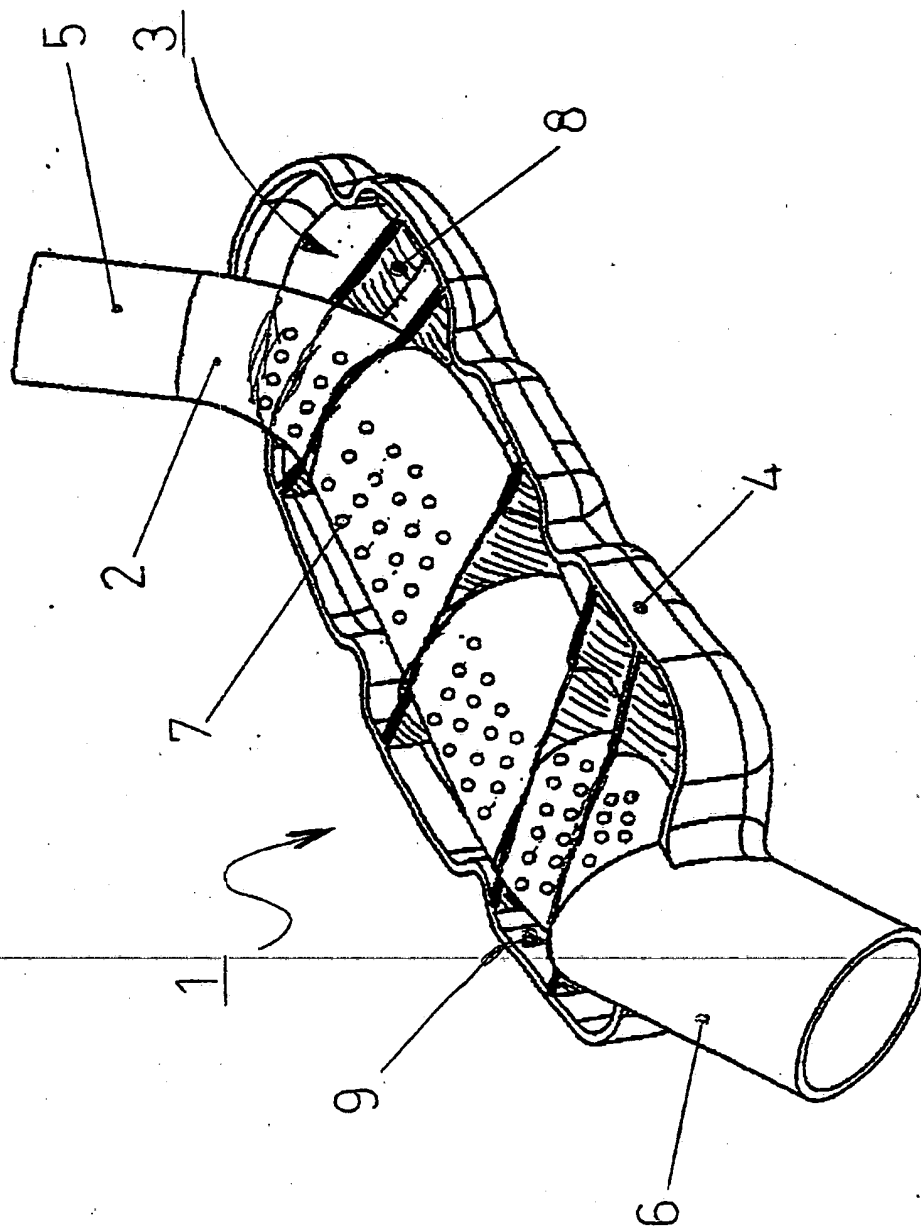
45

50

55

60

65



DERWENT-ACC-NO: 1997-527639

DERWENT-WEEK: 200040

COPYRIGHT 1999 DERWENT INFORMATION LTD

TITLE: Air-intake silencer for automotive engine -  
has  
transverse walls enclosing inlet pipe and  
forming  
chambers of different sizes in resonator

INVENTOR: GAERTNER, U; SCHRIEBER, N ; WOLF, A ;  
WOLF, F J

PATENT-ASSIGNEE: WOCO WOLF & CO FRANZ  
JOSEF[WOCO]

---

PRIORITY-DATA: 1996DE-1015917 (April 22, 1996) ,  
1996DE-2023567 (April 22,  
1996) , 1996DE-2023576 (April 22, 1996)

PATENT-FAMILY:

PUB-NO	PUB-DATE	LANGUAGE
PAGES MAIN-IPC		
DE 19615917 A1	October 30, 1997	N/A

006	F02M 035/12			
ES 2146465 T3		August 1, 2000	N/A	
000	F02M 035/12			
WO 9740271 A1		October 30, 1997	G	
022	N/A			
EP 834011 A1		April 8, 1998	G	000
	F02M 035/12			
DE 29623567 U1		October 22, 1998	N/A	
000	F02M 035/12			
DE 29623576 U1		November 5, 1998	N/A	
000	F02M 035/12			
US 5979598 A		November 9, 1999	N/A	
000	F01N 001/08			
EP 834011 B1		May 31, 2000	G	000
	F02M 035/12			
DE 59701802 G		July 6, 2000	N/A	
000	F02M 035/12			

DESIGNATED-STATES: US AT BE CH DE DK ES FI FR  
 GB GR IE IT LU MC NL PT SE DE ES  
 FR DE ES FR

CITED-DOCUMENTS: DE 3531353; DE 580923 ; FR  
 48791 ; FR 945632 ; US 2485392

APPLICATION-DATA:

PUB-NO	APPL-DESCRIPTOR	APPL-NO
--------	-----------------	---------



APPL-DATE		
DE 19615917A1	N/A	1996DE-1015917
April 22, 1996		
ES 2146465T3	N/A	1997EP-0920737
April 22, 1997		
ES 2146465T3	Based on	EP 834011
N/A		
WO 9740271A1	N/A	1997WO-EP02038
April 22, 1997		
EP 834011A1	N/A	1997EP-0920737
April 22, 1997		
EP 834011A1	N/A	1997WO-EP02038
April 22, 1997		
EP 834011A1	Based on	WO 9740271
N/A		
DE 29623567U1	Application no.	1996DE-1015917
April 22, 1996		
DE 29623567U1	N/A	1996DE-2023567
April 22, 1996		
DE 29623576U1	Application no.	1996DE-1015917
April 22, 1996		
DE 29623576U1	N/A	1996DE-2023576
April 22, 1996		
US 5979598A	N/A	1997WO-EP02038
April 22, 1997		
US 5979598A	N/A	1998US-0983024
March 26, 1998		
US 5979598A	Based on	WO 9740271

N/A		
EP 834011B1	N/A	1997EP-0920737
April 22, 1997		
EP 834011B1	N/A	1997WO-EP02038
April 22, 1997		
EP 834011B1	Based on	WO 9740271
N/A		
DE 59701802G	N/A	1997DE-0501802
April 22, 1997		
DE 59701802G	N/A	1997EP-0920737
April 22, 1997		
DE 59701802G	N/A	1997WO-EP02038
April 22, 1997		
DE 59701802G	Based on	EP 834011
N/A		
DE 59701802G	Based on	WO 9740271
N/A		

INT-CL (IPC): F01N001/08, F02M035/12

---

ABSTRACTED-PUB-NO: DE 19615917A

**BASIC-ABSTRACT:**

The inlet pipe is enclosed by a resonator housing forming an annular chamber with inlet and outlet unions. Ports in the inlet-pipe walls

connect its  
interior to that of the chamber.

A transverse wall (8), or several in succession in the axial direction, enclose the inlet pipe (2), and form chambers in the housing (4) hermetically sealed from each other, and of different volumes.

The ports (7) in the inlet pipe are so situated that each chamber (9) is connected to the pipe interior, there being no bridging of the chamber walls.

All the ports can be of the same geometrical shape, being typically cylindrical and all of the same diameter.

ADVANTAGE - Compact and adaptable and functioning over a wide frequency band including noise generated by a turbocharger.

---

ABSTRACTED-PUB-NO: EP 834011B

EQUIVALENT-ABSTRACTS:

The inlet pipe is enclosed by a resonator housing forming an annular chamber with inlet and outlet unions. Ports in the inlet-pipe walls

connect its  
interior to that of the chamber.

A transverse wall (8), or several in succession in the axial direction, enclose the inlet pipe (2), and form chambers in the housing (4) hermetically sealed from each other, and of different volumes.

The ports (7) in the inlet pipe are so situated that each chamber (9) is connected to the pipe interior, there being no bridging of the chamber walls.

All the ports can be of the same geometrical shape, being typically cylindrical and all of the same diameter.

**ADVANTAGE** - Compact and adaptable and functioning over a wide frequency band including noise generated by a turbocharger.

---

US 5979598A

The inlet pipe is enclosed by a resonator housing forming an annular chamber with inlet and outlet unions. Ports in the inlet-pipe walls connect its interior to that of the chamber.

A transverse wall (8), or several in succession in the axial direction, enclose the inlet pipe (2), and form chambers in the housing (4) hermetically sealed from each other, and of different volumes.

The ports (7) in the inlet pipe are so situated that each chamber (9) is connected to the pipe interior, there being no bridging of the chamber walls.

All the ports can be of the same geometrical shape, being typically cylindrical and all of the same diameter.

ADVANTAGE - Compact and adaptable and functioning over a wide frequency band including noise generated by a turbocharger.

CHOSEN-DRAWING: Dwg.1/1

---

TITLE-TERMS: AIR INTAKE SILENCER AUTOMOTIVE  
ENGINE TRANSVERSE WALL ENCLOSE  
INLET PIPE FORMING CHAMBER SIZE  
RESONANCE

DERWENT-CLASS: Q51 Q53

SECONDARY-ACC-NO:

Non-CPI Secondary Accession Numbers: N1997-439453